

АБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Э.А. БУЛАНОВ

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н.Косыгина)

При взаимодействии зубьев зубчатой передачи каждая точка контакта испытывает нормальные циклические нагрузки, изменяющиеся по отнулевому циклу. В результате многократного деформирования поверхностных слоев зубьев развивается процесс их усталостного разрушения – усталостное изнашивание.

В случае наличия скольжения к нормальным циклическим нагрузкам добавляются касательные, которые тем больше, чем больше сила трения при скольжении. Скольжение усиливает износ, но не является главным фактором, поэтому влияние скольжения на износ проявляется в основном для тяжело нагруженных передач, работающих без смазочных материалов. В результате износ поверхности зуба возрастает с удалением от полюса зацепления, то есть с увеличением скорости скольжения.

В общем случае объем V изношенного слоя прямо пропорционален его глубине h и номинальной площади контакта $A_a = 2a\ell$, где a – полуширина площадки контакта по Герцу; ℓ – длина линии контакта. В то же время согласно теории усталостного разрушения объем V изношенного слоя прямо пропорционален числу N циклов нагружения, фактическому объему V_ϕ материала, участвующего в деформации и обратно пропорционален числу циклов n_f до разрушения.

В результате получим соотношение [1]:

$$hA_a \sim \frac{N}{n_f} V_\phi,$$

откуда глубина изношенного слоя:

$$h = k \frac{N}{n_f} \overline{V_\phi}, \quad (1)$$

где k – эмпирический коэффициент;

$$\overline{V_\phi} = \frac{V_\phi}{A_a} - \text{фактический объем материала,}$$

участвующего в деформации, отнесенный к единице площади контакта.

Наличие абразивных примесей не меняет сам механизм изнашивания зубчатых колес – он (как и при отсутствии примесей) имеет усталостную природу.

Введение абразивных примесей в смазочный материал приводит к резкому возрастанию износа, что позволяет предположить: ведущим механизмом изнашивания становится механизм взаимодействия абразивных частиц с поверхностью зубьев.

Рассмотрим механизм взаимодействия абразивных частиц с поверхностью зубьев [2].

Амплитуда относительной пластической деформации при внедрении абразивной частицы в материал зубьев шестерни и колеса:

$$\varepsilon_1 = \frac{h_1}{r} \approx \frac{\langle \sigma \rangle}{HB_1}; \quad \varepsilon_2 = \frac{h_2}{r} \approx \frac{\langle \sigma \rangle}{HB_2}, \quad (2)$$

где $\langle \sigma \rangle$ – предел прочности абразивной частицы; r – радиус абразивной частицы при ее сферической модели.

Для абразива в виде кварцевого песка разрушение кварцевых частиц происходит при относительно небольшой глубине внедрения $h/r \approx 0,05$ [3], то есть разрушение происходит при нагрузке, значительно меньшей нагрузки, возникающей при контакте зубьев. Вследствие этого абразивный износ не зависит от величины контактных напряжений.

Разрушающая нагрузка абразивной частицы зависит от ее размера r и твердости сжимаемых пластин. Для кварцевых частиц при одинаковой твердости пластин из стали 45 разрушающая нагрузка равна [4]:

$$P = \pi r^2 \langle \sigma \rangle \approx \frac{r^{0.82}}{HB^{0.585}}$$

При неодинаковой твердости $HB_1 > HB_2$ разрушающая нагрузка определяется в основном наименьшей твердостью HB_2 сжимающих пластин и возрастает с увеличением твердости HB_1 .

Для сталей зубчатых колес можно принять, что

$$\langle \sigma \rangle \sim \frac{k_\sigma}{r HB_2^{0.5}}$$

где k_σ – коэффициент прочности, равный отношению прочности абразивной частицы к прочности кварцевой частицы при прочих равных условиях, то есть при малой твердости HB_2 контактное напряжение может быть меньше предела прочности абразивной частицы.

В результате частица будет внедряться в менее прочный материал без разрушения – шаржирование. При такой схеме взаимодействия частиц и материала колеса износ резко уменьшается, так как внедренные в материал колеса абразивные частицы повышают его твердость.

Объем материала зуба колеса, участвующего в пластической деформации, $\bar{V}_\Phi \approx e h a^2$, где e – объемное содержание абразивных частиц, %; h – глубина внедрения частицы, определяемая по формуле (2); a – радиус отпечатка при внедрении частицы; $a^2 \sim r^2 \frac{\langle \sigma \rangle}{HB}$.

Число циклов до разрушения для материала 1 можно определить по формуле

$$n_f \approx \frac{(\delta_{01} HB_1)^t}{\langle \sigma \rangle}, \quad (3)$$

$$t_k = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \sin 20^\circ} \frac{m z_1 u r}{u + 1} \frac{\langle \sigma \rangle (HB_1 + HB_2)}{HB_1 HB_2 V \sin 20^\circ}$$

где δ_{01} – относительная остаточная деформация в момент разрыва материала 1.

Разрушающее напряжение $\langle \sigma \rangle$ зависит от размера частицы и твердостей контактирующих зубьев, что не позволяет воспользоваться формулой (3) ввиду сложного характера зависимости усталости от размеров и прочности частиц. Однако число циклов до разрушения можно определить через относительную износостойкость.

Относительная износостойкость есть отношение величин изношенного слоя образца эталона и образца испытываемого материала при прочих равных условиях: $i = h_0/h$.

Число циклов нагружения пропорционально пути трения, а величина износа обратно пропорциональна числу циклов до разрушения, поэтому $i \sim n_f/n_{f0}$. Поскольку число циклов до разрушения для эталона $n_{f0} = \text{const}$, то $i \sim n_f$.

Относительная износостойкость сталей [3]:

$$i = 0,137 HB_0 (1 + C (HB - HB_0)),$$

где HB_0 – твердость стали в состоянии отжига; HB – твердость термически обработанной стали; коэффициент $C = 0,0027$ – сталь 40X; $C = 0,0017$ – сталь 45; $C = 0,0012$ – сталь 40.

По причине того, что в полюсе скольжения нет, абразивная частица, внедряясь в материал зубьев шестерни и колеса, движется со скоростью $V_\tau = V \sin 20^\circ$.

Время контакта абразивной частицы с поверхностью зубьев от момента ее входа в зазор до разрушения согласно [3] (при подстановке значения приведенного радиуса кривизны для пары зубчатых колес с модулем m , передаточным числом u и числом зубьев шестерни z_1) запишется в виде:

Влияние времени контакта на износ при абразивном изнашивании принимаем таким же, как и при изнашивании без абразивных примесей [1].

Влияние скольжения при абразивном изнашивании проявляется иначе, чем при изнашивании без абразивных примесей. Скольжение в основном приводит к некоторому уменьшению нагрузки, при которой происходит разрушение частицы. Однако в соответствии с экспериментальными

исследованиями, которые указывают на относительно равномерный износ поверхностей зубьев, это влияние незначительно.

Число циклов нагружения $N = 60nT$, где n – частота вращения, мин^{-1} ; T – время, ч.

В результате на основе формулы (1) интенсивность абразивного изнашивания зубьев в мкм/ч , определится по формулам:

для шестерни

$$I_1 = \frac{h_1}{T} = k \frac{n_1 \text{erk}_{\sigma t_k}^{2,0,46}}{\text{HB}_{01} [1 + C_1 (\text{HB}_1 - \text{HB}_{01})] \text{HB}_1^2 \text{HB}_2}, \quad (4)$$

для колеса

$$I_2 = \frac{h_2}{T} = k \frac{n_2 \text{erk}_{\sigma t_k}^{2,0,46}}{\text{HB}_{02} [1 + C_2 (\text{HB}_2 - \text{HB}_{02})] \text{HB}_2^3}. \quad (5)$$

В формулы (4) и (5) должен входить эквивалентный радиус частицы r_3 при ее сферической модели. В действительности абразивные примеси состоят из частиц разного размера, поэтому необходимо знать закон распределения размеров частиц в массе примеси.

Суммарное действие абразива в большинстве случаев можно представить как сумму воздействий каждой частицы. Однако можно предположить, что законы распределения размеров частиц и дробления частиц в различных примесях имеют общие закономерности. Тогда суммарное воздействие можно представить через воздействие некоторой средневзвешенной в массе примеси частицы.

Очевидно, ее радиус r_3 будет пропорционален среднему значению радиуса всех частиц или максимальному радиусу частиц в массе; коэффициент пропорциональности определяется законом распределения.

В расчетные формулы (4) и (5) вместо r_3 взят наибольший размер частицы, так как в исследованиях абразивного износа чаще всего приводится максимальный размер частицы. Для более точного анализа необходимо знать распределение размеров абразивных частиц в смазочном мате-

риале в установившемся режиме изнашивания.

Значение эмпирического коэффициента k определено по данным экспериментальных исследований при наличии абразивных примесей в виде кварцевого песка. Результаты расчетов позволяют принять $k = 4,6 \cdot 10^8$ [2].

Экспериментальные исследования изнашивания зубчатых колес при наличии в смазочном материале корундовой пыли показали, что интенсивность изнашивания при этих примесях на порядок меньше. Корундовые частицы примерно в три раза прочнее кварцевых ($k_{\sigma} \cong 3$). При относительно небольшой твердости поверхностей зубьев наблюдается шаржирование – внедрение значительного числа абразивных частиц в материал без разрушения, что приводит к значительному снижению износа.

Применение расчетных формул (4) и (5) требует знания механических характеристик материалов зубчатых колес, а также процентного содержания, распределения размеров абразивных частиц и их механических характеристик, что не всегда возможно.

В связи с этим первостепенное значение приобретают экспериментальные исследования в реальных условиях эксплуатации. Исследования льняной пыли с раскладочной машины [5] показали, что абразивной составляющей пыли является двуокись кремния (кварц) в количестве 9%.

В [6] приведены результаты исследований изнашивания зубчатых колес из раз-

личных материалов в условиях работы прядильного цеха. Источником абразивного загрязнения является пыль.

Исследования проводили на прямозубых зубчатых колесах с параметрами передачи $u=1$; $m = 2$ мм; $z = 40$; $n = 219$ мин⁻¹; $T = 30$ Н·м в условиях трения без смазки или крайне ограниченной смазки. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Материал колес	Интенсивность изнашивания зуба мм/ч·10 ⁵	Время эксплуатации t _{эк} , ч
Капролон – СЧ 18-36	5,5	11280
То же, с увеличенным гарантированным зазором	6,0	10450
Капролон – сталь 45	13,8	4680
Капролон+10% графита – сталь 45	21,5	2910
Полиамид П-68 – СЧ 18-36	45,5	1380
Полиамид П-68 – сталь 45	165,0	379
Полиамид П-54 – СЧ 18-36	185,0	338
Полиамид П-54 – сталь 45	215,0	292
Полиамид АК-7 – СЧ 18-36	276,0	227
Полиамид АК-7 – сталь 45	598,0	105
Текстолит – СЧ 18-36	2,1	29150
То же, с увеличенным гарантированным зазором	4,5	13750
Текстолит – сталь 45	8,7	7210
Сталь 45 – сталь 45	18,4	3414
Сталь 45 – СЧ 18-36	50,0	1220

Для зубчатых колес из текстолита (НВ ≅ 30) и капрона (НВ ≅ 25) шаржирование приводит к повышению твердости поверхностей зубьев и к снижению интенсивности износа. Для колес из полиамида (НВ ≅ 10) абразивные частицы не закрепляются в поверхностных слоях зубьев, что приводит к резкому увеличению интенсивности изнашивания.

для шестерни

$$I_1 = 6 \cdot 10^6 \frac{n_1 t_k^{0,46}}{HB_{01} [1 + C_1 (HB_1 - HB_{01})] HB_1^2 HB_2}$$

для колеса

$$I_2 = 6 \cdot 10^6 \frac{n_2 t_k^{0,46}}{HB_{02} [1 + C_2 (HB_2 - HB_{02})] HB_2^3}$$

На основе этих формул и данных эксперимента можно определить интенсив-

ность изнашивания зубчатых колес из исследуемых материалов при других пара-

метрах открытых зубчатых передач: n_1 ; u ;

m_1 ; z_1 в условиях прядильного цеха:

$$I_{1/2} = 0,177 n_{1/2} [u/n_1^2 m z_1 (u+1)]^{0,23} I_{\text{эксп}}, \quad (6)$$

где $I_{1/2}$ – интенсивность изнашивания шестерни, колеса, мкм/ч; $I_{\text{эксп}}$ – интенсивность изнашивания соответствующих пар зубчатых колес по данным эксперимента (табл. 1).

Изнашивание поверхностей зубьев приводит к увеличению бокового зазора, что снижает степень точности передачи, приводит к увеличению динамических нагрузок. Предельное значение износа зубьев [2]:

$$\begin{aligned} \text{при } V \leq 3 \text{ м/с} \quad h &\cong (0,2 \dots 0,3)m, \\ \text{при } 8 \text{ м/с} \geq V > 3 \text{ м/с} \quad h &\cong (0,12 \dots 0,2)m, \\ \text{при } V > 8 \text{ м/с} \quad h &\cong (0,06 \dots 0,12)m. \end{aligned}$$

Рассмотрим пример расчета на изнашивание зубчатых колес прямозубой открытой передачи.

Расчет открытых передач проводится на сопротивление усталости при изгибе, так как поверхностные усталостные повреждения не успевают развиваться вследствие их абразивного изнашивания в процессе эксплуатации.

Параметры передачи: передаточное число $u = 7,09$; частота вращения шестерни $n_1 = 194,8 \text{ мин}^{-1}$; крутящий момент на валу шестерни $T_1 = 625 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Материал зубчатых колес: сталь 45 – улучшение.

Число циклов нагружения шестерни открытой передачи: $N_{к1} = 29,2 \cdot 10^7$; число циклов нагружения колеса $N_{к2} = \frac{N_{к1}}{i} = \frac{29,2 \cdot 10^7}{7,09} = 4,12 \cdot 10^7$, то есть больше базового $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$: $[\sigma_{F1}] = 286 \text{ МПа}$; $[\sigma_{F2}] = 254 \text{ МПа}$.

В результате расчета на сопротивление усталости при изгибе зубьев получим [7]: модуль $m = 5,5 \text{ мм}$ при $z_1 = 20$; окружная скорость $V = 1,2 \text{ м/с}$.

Произведем расчет на изнашивание зубчатых колес.

В условиях прядильного цеха интенсивность изнашивания (6): шестерни

$$I_1 = 0,177 \cdot 194,8 [7,1/194,8^2 \cdot 5,5 \cdot 20 (7,1+1)]^{0,23} \cdot 18,4 \cdot 10^5 = 18,47 \cdot 10^5 \text{ мм/ч},$$

колеса

$$I_2 = I_1 / u = 2,6 \cdot 10^5 \text{ мм/ч}.$$

Предельное значение износа зубьев $h = 0,3m = 0,3 \cdot 5,5 = 1,65 \text{ мм}$. Долговечность шестерни открытой передачи по износу зубьев

$$T = \frac{h}{I_1} = \frac{1,65}{18,47 \cdot 10^5} = 8933 \text{ ч}.$$

Долговечность колеса по износу

$$T = \frac{1,65}{2,6 \cdot 10^5} = 63400 \text{ ч}.$$

Для ресурса привода в 25000 ч требуется три сменные шестерни.

Уменьшение износа открытых зубчатых передач могут обеспечить следующие мероприятия:

- герметизация передач в корпусе машины;
- вытяжная вентиляция помещения, особенно в местах выделения пыли;
- применение пар материалов, при которых обеспечивается шаржирование абразивных частиц.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буланов Э.А. // Трение и износ. – 1999, №5, т.20. С.506...514.
2. Буланов Э.А. // Трение и износ. – 1999, №6, т.20. С.599...603.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбаров В.С. Основы расчета на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977.

4. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. – М.: Машиностроение, 1976.

5. Мартынова Д.Ю. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1989, №5. С.101...103.

6. Денисова К.Е., Гонтарь И.Н., Романов В.И. // Вестник машиностроения. – 1971, №3. С.48...49.

7. Буланов Э.А. Расчет механических передач. – М.: МГТУ им. А.Н.Косыгина, 2001.

Рекомендована кафедрой деталей машин и подъемно-транспортных устройств. Поступила 27.06.03.
